

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-201027

(43)Date of publication of application : 19.07.1994

(51)Int.Cl.

F16H 61/00

(21)Application number : 05-212510

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 27.08.1993

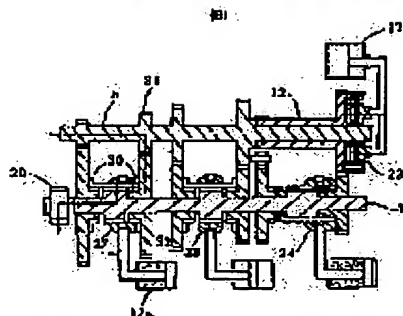
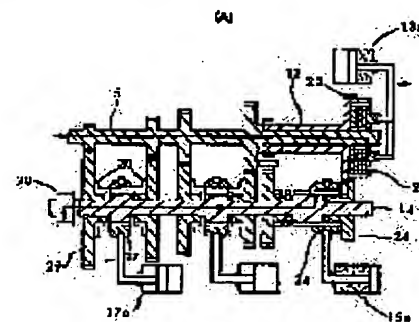
(72)Inventor : FUJIEDA MAMORU
OYAMA TAKASHIGE

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION AND AUTOMATIC SPEED CHANGE METHOD FOR AUTOMOBILE

(57)Abstract:

PURPOSE: To conduct an automatic speed change by a gear type transmission without operation of a throttle valve at the time of a speed change.

CONSTITUTION: In the case of a speed change from a first gear 29 to a second gear 32, a third gear 26 having a clutch 12 is used, and this clutch 12 and the third gear 26 perform rotation synchronization, while transmitting torque, to change speed to the second gear 32. Accordingly, a speed change can be conducted without operation of a throttle valve and reduction of engine output, car speed fluctuation at the time of speed change is decreased and use time of a clutch is decreased to improve durability.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.08.1993

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 02.04.1996

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 2703169

[Date of registration] 03.10.1997

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 08-06327

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 26.04.1996

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2703169号

(45) 発行日 平成10年(1998) 1月26日

(24) 登録日 平成9年(1997)10月3日

(51) Int.Cl. [*]	図別記号	庁内登録番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00 61/08			F 1 6 H 61/00 61/08	

発明の図2 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願平5-212510
(62) 分割の表示	特願昭59-166438の分割
(22) 出願日	昭和59年(1984) 8月10日
(65) 公開番号	特開平6-201027
(43) 公開日	平成6年(1994) 7月19日

審判番号 平8-6327

(73) 特許権者	000005108 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地
(72) 発明者	殿枝 聡 茨城県日立市幸町3丁目1番1号 株式 会社 日立製作所 日立研究所内
(72) 発明者	大山 宜茂 茨城県日立市幸町3丁目1番1号 株式 会社 日立製作所 日立研究所内
(74) 代理人	弁理士 小川 勝男

合議体
審判長 舟木 進
審判官 西村 敏彦
審判官 神 悦彦

(56) 参考文献	特開 昭58-221051 (J P, A)
	特開 昭47-8408 (J P, A)

(54) 【発明の名称】 自動車の自動変速装置及び自動変速方法

(57) 【特許請求の範囲】

1. 絞り弁により内燃機関へ吸入される空気量を変えて回転出力が制御される内燃機関の前記回転出力が伝達されるとともに、複数個の第1の歯車群(28)が形成された入力軸(5)と、
最終減速歯車を介して車両の駆動輪へ前記回転出力を伝達する出力軸(14)と、
前記入力軸(5)の第1の歯車群(28)と常時噛みあい、前記出力軸(14)の同軸上に回転自在に設けられた複数個の第2の歯車群(29)と、
前記出力軸(14)の第2の歯車群(29)と前記出力軸(14)との間の回転を固定して、前記入力軸(5)の第1の歯車群(28)と前記出力軸(14)の第2の歯車群(29)との歯車のかみあいの組合せによって定められる変速比で、前記入力軸(5)からの前記回転出

力を前記出力軸(14)へ伝達する複数個のスリーブ(24、27)と、
前記出力軸(14)の第2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)と常時噛みあう第3の歯車(25)と、
前記第3の歯車(25)が一体に固定され、前記入力軸(5)の同軸上に設けられ、内蔵した摩擦板(23)の、前記絞り弁の開度に応じて決まる摩擦力の大きさに従って前記入力軸(5)とともに回転して、前記回転出力を前記第3の歯車(25)へ伝達する多板クラッチ(12)とからなる変速機構を有する自動変速機を制御する自動車の自動変速装置において、
車両の運転モードがニュートラルレンジ(Nレンジ)からドライブレンジ(Dレンジ)に変更された場合に、前記複数個のスリーブのうちのひとつ(24)が前記第

2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)と前記出力軸(14)とを結合し、

前記多板クラッチ(12)の摩擦板(23)を締結して、前記入力軸(5)からの前記回転出力を、該多板クラッチ(12)、前記第3の歯車(25)、前記第2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)を介して前記出力軸(14)へ伝達し、

前記入力軸(5)の回転数と前記出力軸(14)の回転数の比が、前記変速比のうちの発進用の変速比に等しくなったときに、

前記複数個のスリーブのうちのひとつ(27)を移動させて、前記変速比が発進用の変速比に対応する歯車(29)を前記出力軸(14)に固定して、前記入力軸(5)からの前記回転出力を前記出力軸(14)に伝達するとともに、

前記多板クラッチ(12)の摩擦板(23)を開放して、前記入力軸(5)からの前記回転出力の前記第3の歯車(25)への伝達を遮断するような制御信号を発生させる制御回路(8)を有することを特徴とする自動車の自動変速装置。

2. 絞り弁により内燃機関へ吸入される空気量を変えて回転出力が制御される内燃機関の前記回転出力が伝達されるとともに、複数個の第1の歯車群(28)が形成された入力軸(5)と、

最終減速歯車を介して車両の駆動輪へ前記回転出力を伝達する出力軸(14)と、

前記入力軸(5)の第1の歯車群(28)と常時噛みあい、前記出力軸(14)の同軸上に回転自在に設けられた複数個の第2の歯車群(29)と、

前記出力軸(14)の第2の歯車群(29)と前記出力軸(14)との間の回転を固定して、前記入力軸(5)の第1の歯車群(28)と前記出力軸(14)の第2の歯車群(29)との歯車のかみあいの組合せによって定められる変速比で、前記入力軸(5)からの前記回転出力を前記出力軸(14)へ伝達する複数個のスリーブ(24、27)と、

前記出力軸(14)の第2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)と常時噛みあう第3の歯車(25)と、

前記第3の歯車(25)が一体に固定され、前記入力軸(5)の同軸上に設けられ、内蔵した摩擦板(23)の、前記絞り弁の開度に応じて決まる摩擦力の大きさに従って前記入力軸(5)とともに回転して、前記回転出力を前記第3の歯車(25)へ伝達する多板クラッチ(12)とからなる変速機構を有する自動変速機を制御する自動車の自動変速方法において、

車両の運転モードがニュートラルレンジ(Nレンジ)からドライブレンジ(Dレンジ)に変更された場合に、

前記複数個のスリーブのうちのひとつ(24)が前記第2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)と前

記出力軸(14)とを結合し、

前記多板クラッチ(12)の摩擦板(23)を締結して、前記入力軸(5)からの前記回転出力を、該多板クラッチ(12)、前記第3の歯車(25)、前記第2の歯車群のうち最も変速比の小さい歯車(26)を介して前記出力軸(14)へ伝達し、前記入力軸(5)の回転数と前記出力軸(14)の回転数の比が、前記変速比のうちの発進用の変速比に等しくなったときに、

10 前記複数個のスリーブのうちのひとつ(27)を移動させて、前記変速比が発進用の変速比に対応する歯車(29)を前記出力軸(14)に固定して、前記入力軸(5)からの前記回転出力を前記出力軸(14)に伝達するとともに、

15 前記多板クラッチ(12)の摩擦板(23)を開放して、前記入力軸(5)からの前記回転出力の前記第3の歯車(25)への伝達を遮断することを特徴とする自動車の自動変速方法。

【発明の詳細な説明】

20 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は自動車の自動変速装置及び自動変速方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】オートマチックトランスミッション車に対する需要は増大しており、このために現在はトルクコンバータが用いられている。しかし種々の対策が検討されているが、トルクコンバータの動力伝達効率は低いために歯車式変速機に比べて燃料消費量が大きくなっている。この問題点を解消するために、歯車式変速機を用いた自動変速システムが研究されている。その1つは1984年2月、デトロイトで開催された国際会議の論文、Watanabe他“Microcomputer Mechanical Clutch and Transmission Control”, SAE840055に開示されたもので、変速時にクラッチの操作と絞り弁の操作を行うものである。また自動車技術会「学術講演会前刷集822」収録の「メカニカルトランスミッションの自動化」(長岡他)に示された方法では、変速時にクラッチは操作しないが絞り弁を操作して、変速機の入力軸と出力軸の回転数を同期させ、歯車の接続を行っている。

40 【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術においては、いずれの場合にも歯車の接続を行う時に、絞り弁を操作して回転同期を行っているために変速時間が長くなり速度の変動も生じ易いという欠点を有している。

45 【0004】本発明の目的は、変速時の回転同期のために絞り弁を操作することなしに歯車式変速機の自動変速が行えるようにした自動変速装置及び自動変速方法を提供するにある。

【0005】

50 【課題を解決するための手段】本発明は、第1の歯車よ

り第2の歯車に変速する場合、クラッチを有する第3の歯車を使用して、このクラッチと第3の歯車でトルクを伝達しながら回転同期を行うことにより、変速を行うようにしたことを特徴としたものである。

【0006】

【作用】本発明によれば、第3の歯車でトルクを伝達しながら回転同期を行うので、回転同期のために絞り弁を操作せずに変速でき、変速時の車速の変動が小さくなる。

【0007】

【実施例】図1は本発明の実施例を示すものでシステムの全体構成図である。エンジン1には絞り弁2、アクセルペダル3がある。エンジン1の出力はダンパクラッチ4を介して歯車変速機の入力軸5に伝達され、歯車を介して出力軸14に伝達され、最終減速歯車20より車軸に伝達される。入力軸5には本発明の特徴とする多板クラッチ12があり、多板クラッチアクチュエータ13によりクラッチの接続、開放がなされる。またF-R切替アクチュエータ15、変速アクチュエータ16、ブレーキディスク22を駆動するパーキングブレーキアクチュエータ21がある。制御回路8には、運転状態を計測する信号として、絞り弁開度センサ6の出力、吸入圧力センサ51の出力、エンジン回転数センサ7の出力、出力軸回転数センサ52の出力、及び変速位置信号 T_p が入力されている。また運転者の意志を入力する信号として、運転モードセレクトレバー18よりの後退R、駐車P、あるいは前進Dの信号、E、S切替レバー19からの経済走行E、運転性重視走行Sの信号も入力されている。一方出力信号としては、多板クラッチアクチュエータ13、F-R切替アクチュエータ15、変速アクチュエータ16、17、パーキングブレーキアクチュエータ21への操作信号を出力する。また上記の各アクチュエータは油圧により駆動され、油タンク9、油圧ポンプ10、油圧レギュレータ11より構成された油圧発生装置に接続されている。以上のように構成されたシステムの動作を次に述べる。

【0008】図2Aは発進時の動作説明図で、運転者が運転モードセレクトレバ18を前進Dにして発進する場合で、発進の条件が成立するとアクチュエータ15のシリンダ15aを右側に移動し、スリーブ24で出力軸14と歯車（5速）26を連結する。この時多板クラッチ12は開放されているため、従来より使用されているシンクロメッシュ式の同期装置で車輪の状態（回転の有無及び方向）に無関係に連結できる。ここでアクチュエータ13のシリンダ13aに油圧を徐々に供給すると、多板クラッチ12には摩擦板23を介して入力軸5の回転力が伝達され、多板クラッチ12とは一体の歯車25から歯車26に回転が伝達され、これとスリーブ24により連結された出力軸14が回転して発進する。ここで多板クラッチ12の伝達トルク T_0 は

$$T_0 = \mu P$$

ここに μ は摩擦板のすべり率

Pは摩擦板の押受け力

であるので、入力軸5と出力軸14の回転数を見ながら

05 シリンダ13aの操作圧力を制御することにより出力軸14の回転数を負荷（道路の状態、車体重量等）に応じて制御できる。この時のエンジン出力の伝達経路は入力軸5→摩擦板23→歯車25→歯車26→スリーブ24→出力軸14となる。ここでエンジン回転数 N_e （入力軸）と車速（出力軸）が1速の回転比になると（多板クラッチのすべり μ が無くなれば5速の回転比まで調整可能）図2Bに示すようにアクチュエータ17のシリンダ17aに油圧を供給し、スリーブ27を左方へ移動し、歯車29と出力軸14を連結する。この時の回転同期は多板クラッチ12で行うため、ポーリング30を使用することにより歯車を傷付けることなくかみ合わせが可能である。歯車29と出力軸14が連結されれば、シリンダ13aの油圧供給を停止する。この結果、エンジン出力の伝達経路は入力軸5→歯車28→歯車29→スリーブ27→出力軸14となる。このようにして1速運転になる。

【0009】図3A及び図3Bは図2Bの1速運転状態より2速運転に変速する場合の説明図である。車速が変速状態になると図3Aに示すようにスリーブ27を中心位置に戻し歯車29と出力軸14の連結を開放する。それと同時にシリンダ13aに油圧を供給し、摩擦板23によりエンジン出力を歯車26（5速）を介して出力軸14に伝達する。このシリンダ13aの操作力Pによりエンジン出力は車軸に伝達され車体の加速に消費されると共にエンジン回転数は、歯車26が使われているため変速比が小さくなっており、このためエンジンの負荷が大きくなって低下し、出力軸（車速）と入力軸の変速比が1速の変速比より2速の変速比（小さくなる方向）に近づいてくる。この時のエンジン出力の伝達経路は発進時と同様に入力軸5→摩擦板23→歯車25→歯車26→スリーブ24→出力軸14となる。ここで入力軸5と出力軸14の変速比が2速の変速比になると図3Bに示すようにシリンダ17aに油圧を供給してスリーブ27を右側に移動し、歯車32と出力軸14を連結する。連結が完了するとシリンダ13aの油圧供給を停止して摩擦板23の操作力を開放する。これで1速より2速への変速が完了する。この時のエンジン出力の伝達経路は、入力軸5→歯車31→歯車32→スリーブ27→出力軸14となる。

45 【0010】以上のように変更時1速を開放してニュートラル状態となるが、この時多板クラッチ12により5速歯車（歯車25、歯車26）によりエンジン出力の車軸への伝達が行われるため、運転者はアクセルペダルを戻す必要（エンジン出力の調整）がない。このようにすることにより車速を加速しながら歯車変速機の変速が可

能となる。一方運転者が変速中にアクセルペダルを戻した場合、多板クラッチ 1 2 による入力軸と出力軸 1 4 の回転同期が早くなる（エンジン回転数が早く低下するため）だけで変速には好都合となる。3 速、4 速の変速も同様に変速できる。5 速にする場合は、シリンダ 1 3 a の操作力を最大値にし、他のスリーブ 2 7、3 3 を中立位置にすることにより達成できる。

【0011】図 4 は後退時の動作を示したものである。この時は図 1 ～図 3 とは逆にシリンダ 1 5 a によってスリーブ 2 4 を左側に移動、出力軸 1 4 と歯車 3 7 を連結する。この場合もシクロメッシュ 3 4 により出力軸 1 4 の状態に無関係に連結できる。ここで多板クラッチ 1 2 の摩擦板 2 3、4 0、4 1、4 2、4 3 を押し付けることにより多板クラッチ 1 2 が回転し、歯車 3 5、歯車 3 6 を介して歯車 3 7 が回転し出力軸 1 4 が後退方向に回転する。軸 3 8 は逆転用の歯車 3 6 の支持軸である。従来の装置では、歯車 3 6 を移動して出力軸の逆転を行っている。このようにする場合は歯車 3 7 を出力軸 1 4 に固定しておき、多板クラッチ 1 2 にブレーキ装置を付け歯車 3 5 と歯車 3 7 を停止した状態にして歯車 3 6 を連結することが可能である。多板クラッチ 1 2 は入力軸 5 に歯車 4 4 によりスプライン結合した摩擦板 2 3、4 1、4 3 から成っている。また多板クラッチ 1 2 の歯車 4 5 によりスプライン結合した摩擦板 4 0、4 2 をボール 3 9 を介してシリンダで押し付けるようにしてある。

【0012】なお変速比を大きくする（シフトダウン）場合は図 3 A の状態で目的とする変速比となるように多板クラッチの伝達力を制御すればよい。

【0013】以上は図 1 の実施例の機構部分の動作であったが、これらの動作は制御回路 8 により制御され、その詳細を以下に説明する。図 5 ～図 1 0 及び図 1 2 はこの制御の全体を示すフローチャートである。図 5 ではまずステップ 1 0 0 で車速 N の判定を行い、 $N=0$ （停止状態）であれば同図の発進プログラムが実行され、 $N \neq 0$ の時は変速判定プログラムへジャンプする。発進プログラムの時は運転者はセレクトレバー 1 8 により、R、P、D、1 速のいずれかを選択している。R（後退）がセレクトされていると、ステップ 1 0 1 でスリーブ 2 4 が R 側に移動される（シリンダ 1 5 a に油圧をかけてスリーブ 2 4 を動かすように指令を出すことによりこれは実行されるが、このような機構部分については前述してあるので以下ではこのような機構との関連は簡単に述べる）。ここで運転者がアクセルペダルをふみ込んだことがステップ 1 0 2 の絞り弁 OFF アイドルで確認されると後述（図 1 2）する後退プログラムがスタートし実行される。 N （車速） $=K_r$ （後退変速比） $\times N_e$ （エンジン回転数）となるまで後退プログラムが実行し、この条件の成立がステップ 1 0 3 で確認されると多板クラッチ操作力 P を最大値にし（ステップ 1 0 4）、発進プログラムが終了してスタートに戻る。後退プログラム実行中

に絞り弁がアイドル位置になりブレーキがふまれると割込信号となり、後退プログラムは中止されステップ 1 0 5 へジャンプして $P=0$ とし、続いてステップ 1 0 6 で $N=0$ （停止）が確認されるとステップ 1 0 7 でパーキングブレーキを ON してスタートに戻る。

【0014】セレクト 1 8 により P（パーキング）がセレクトされている時はステップ 1 0 8 でパーキングブレーキを ON とし、スタートに戻る。セレクト 1 8 により D（前進）がセレクトされている時はステップ 1 0 9 でスリーブ 2 4 が前進側に移動される。ここで絞り弁がふみ込まれるとステップ 1 1 0 から後述（図 1 2）の前進プログラムへ移りこれがスタートする。前進プログラムが実行され回転数 N_e が上昇して $N=K_1$ （1 速の変速比） $\times N_e$ が成立するとステップ 1 1 1 から 1 1 2 へ進み、1 速スリーブ 2 7 が ON してスタートに戻る。ここでも前進プログラム実行中に絞り弁がアイドル位置になりブレーキが ON されると割込み信号が入り、ステップ 1 0 5 以下の停止動作へジャンプする。セレクト 1 8 により 1 速セレクトされている時は前進 D の時と同時に F スリーブ ON（ステップ 1 1 3）の後発進プログラムが実行され、車速 N がエンジンに同期（ $N=K_1 N_e$ ）した後 1 速運転状態として（ステップ 1 1 7）スタートに戻る。

【0015】車が動いている場合はステップ 1 0 0 から変速判定プログラムへ移り、これが実行される。図 6 は変速判定プログラムのフローチャートであり、この時はセレクトは D、1 ～ 3 速のいずれかである。これが D のセレクト状態の場合は現在の T_p （変速位置）をステップ 2 0 1 ～ 2 0 4 で判定する。 $T_p=1$ 速の場合は N が N_1 （車速設定値）より小さい場合でかつ絞り弁がアイドル位置にあれば（ステップ 2 0 5、2 0 6）、1 速スリーブを OFF し（ステップ 2 0 7）、停車可能な状態にしてスタートに戻る。ここで運転者がブレーキをふめばエンストすることなく停車できる。絞り弁が開かれているとステップ 2 0 6 からスタートへもどり、1 速の状態が続く。車速 N が N_1 より大きい場合（ $N \geq N_1$ ）はステップ 2 0 5 から後述のシフトアッププログラムへジャンプする。 T_p が 2 速の場合も 1 速と同様な動作をする（ステップ 2 0 8 ～ 2 1 0）。これは 1 速や 2 速の場合が動いている場合であれば絞り弁を開くことにより加速可能であるためである。 T_p が 3 速の場合は N が N_3 より大きい場合はステップ 2 1 1 からシフトアッププログラムへ移るが、 N が N_3 より小さい場合で絞り弁を開くとステップ 2 1 2 から後述のシフトダウンプログラム A へジャンプする。絞り弁がアイドル位置で N が N_3 より小さくなるとステップ 2 1 3 よりステップ 2 1 4 へ移り、3 速スリーブを OFF してニュートラル状態にしてスタートに戻る。 $T_p=4$ 速の場合は $T_p=3$ 速と同様な操作がなされる（ステップ 2 1 5 ～ 2 1 8）。 $T_p=4$ 速でもない場合はステップ P 最大の判定とし、P が最大値であれば 5 速と判定し、それ以外はニュートラルとなる。

5 速でかつ N が N_5 より大きい場合は通常の加速が可能であるためステップ 2 2 0 からスタートに戻る。 N が N_5 より小さく、絞り弁がアイドル位置でない場合はステップ 2 2 1 からシフトダウンプログラム A へアイドル位置で N が N_5 より小さくなるとステップ 2 2 2 から 2 2 3 へ移り $P=0$ のニュートラル状態にしてスタートに戻る。なおステップ 2 1 9 で最大値でないニュートラル状態の場合には図 7 の車速判定プログラムを実行する。

【0 0 1 6】運転者が走行中にセレクト 1 8 で 1 速レンジをセレクトするとまず T_p の判定が行われる。 T_p が 1 速の場合はステップ 2 2 4 から 2 2 5 へ移り、 $N \geq N_1$ を判定し、 N が N_1 より大きい場合は 1 速状態を続けてスタートに戻る。 N が N_1 以下であるとステップ 2 2 6 へ進み、ここで絞り弁がアイドル位置になると 1 速スリップを OFF して (ステップ 2 2 7) ニュートラル状態 (エンスト防止) にし、スタートへ戻る。 T_p が 1 速でない場合は 1 速にするためシフトダウンプログラム B を実行する。

【0 0 1 7】運転者がセレクト 1 8 で 2 速レンジをセレクトすると、ステップ 2 2 8 で T_p を判定し 1 速の場合はシフトアッププログラムを実行する。続いて 1 速でも 2 速でもない 3 速の場合はステップ 2 2 9 からシフトダウンプログラムへジャンプしこれを実行する。 T_p が 2 速の場合は N が N_2 より小さく (ステップ 2 3 0)、絞り弁がアイドル位置の場合 (ステップ 2 3 1)、2 速スリップを中立位置にし (ステップ 2 3 2)、ニュートラルにする。

【0 0 1 8】運転者がセレクト 1 8 で 3 速レンジをセレクトすると、 $T_p = 1$ 速及び 2 速の場合はシフトアッププログラムへジャンプする (ステップ 2 3 3、2 3 4)。

【0 0 1 9】 $T_p = 3$ 速の場合はセレクト 1 8 で 1 速、2 速をセレクトしない時と同様の動作をする (ステップ 2 3 5 ~ 2 3 7)。このようにして 1 速、2 速又は 3 速レンジをセレクトした時はそのセレクトした速度に T_p を変更し、以後はその T_p を維持する。このようにすることによりエンジンブレーキ効果や長い坂道を登るといった運転状態がカバーできる。

【0 0 2 0】図 7 は車速判定プログラムのフローチャートである。この車速判定プログラムは、ニュートラル状態で走行中に加工する場合のプログラムであって、まず、絞り弁がアイドル位置で車が停止 ($N=0$) するとステップ 3 0 1、3 0 2 からステップ 3 0 3 へ移り、ここで、パーキングブレーキを ON して駐車状態にし、スタートに戻る。絞り弁が開いており、 N が N_2 より小さい場合は 1 速運転、 $N_2 \leq N < N_4$ の場合は 2 速運転、 $N_4 \leq N < N_5$ の場合は 3 速運転、 $N_5 \leq N < N_6$ の場合は 4 速運転、 $N \leq N_6$ 以上で 5 速運転と判定される (ステップ 3 0 4 ~ 3 0 7)。図 8 はシフトアッププログラムのフローチャートである。運転者が切替レバー 1 9 で E

(経済走行) をセレクトすると、ステップ 4 0 1 で吸入圧力 P_b を判定し、 $P_b \leq P_{b1}$ で T_p が 4 速の場合 (ステップ 4 0 2) はキックダウンプログラムを実行する。即ちまず 4 速スリップを中立位置にし (ステップ 4 0 3)、 P 制御により回転同期を行い (ステップ 4 0 4)、 $N = K_3 N_e$ が成立すれば (ステップ 4 0 5) 3 速スリップを連結する (ステップ 4 0 6)。ここで $P_b \geq P_{b3}$ であれば (ステップ 4 0 7) スタートに戻る。 P_b が P_{b3} より小さければ $N_e = N_{e3}$ になるまで (ステップ 4 0 8) 3 速運転を続ける。 T_p が 4 速でなく 5 速の場合はステップ 4 0 9 から 4 0 4 へ移り、以後 P を制御して回転同期を行い、3 速運転に入る。 T_p が 3 速の場合はステップ 4 1 0 からステップ 4 0 6 へ移り、 $P \geq P_{b3}$ か $N_e = N_{e3}$ が成立するまで変速しない。2 速、1 速の場合はキックダウンせずに通常の運転を続ける。

【0 0 2 1】ステップ 4 0 1 で $P_b \geq P_{b1}$ が成立しない場合は通常の加速であるため、 $N_e \geq N_{e1}$ になるまで変速しない (ステップ 4 1 1 からスタートへ)。 N_e が N_{e1} 以上になると、1 速の場合 (ステップ 4 1 2) は 2 速にシフトアップ (ステップ 4 1 3 ~ 4 1 6)、2 速の場合 (ステップ 4 1 7) は 3 速に (ステップ 4 1 8 ~ 4 2 1)、3 速の場合 (ステップ 4 2 2) は 4 速に (ステップ 4 2 3 ~ 4 2 6) する。 T_p が 4 速の場合 (ステップ 4 2 7) は 4 速スリップを中立位置にし (ステップ 4 2 8)、 P を最大値にし (ステップ 4 2 9) 4 速運転に入る。 T_p が 5 速の場合は変速の必要がないためスタートに戻る。

【0 0 2 2】運転者が切替レバー 1 9 で S (運転性重視) 運転をセレクトするとキックダウン条件の基準値が $P_{b2} (> P_{b1})$ と大きくなり (ステップ 4 3 0)、キックダウンを行う T_p 位置は 4 速、5 速でこれは E 運転と同様である。変速点となる N_e も $N_{e2} (> N_{e1})$ と大きく設定される (ステップ 4 3 1)。

【0 0 2 3】このようにすることによりエンジン回転数 N_e を E 運転より高回転で使用できる。

【0 0 2 4】図 9 はシフトダウンプログラム B のフローチャートである。シフトダウンプログラム B は運転者が走行中にセレクトバー 1 8 を 3 速 (2 速) から 2 速 (1 速) 運転に切替えた場合の制御プログラムである。これは下坂でエンジンブレーキの動作を強くする場合に使用される。すなわち 3 速運転では車速が速すぎる場合 2 速運転とする。この場合運転者がアクセルペダルをふめ込めば、エンジン回転数の上昇があり、多板クラッチの回転同期 (シフトダウンプログラム A) が可能であるが、下り坂であるのでアクセルペダルはアイドル位置である。このため絞り弁をバイパスする空気弁 (例えばアイドルスピードコントロール弁等) によりエンジン回転数 N_e を制御して回転同期をする必要がある。そこで図 9 で、セレクトレバー 1 8 により 1 速運転がセレクトされると、スリップを中立位置 (ニュートラル) にし (ステ

ップ501) バイパス弁で回転同期を行う(ステップ502)。 $N_e = k_1 N$ になると(ステップ503) 1速スリープをONして(ステップ504)、スタートに戻る。2速、3速運転の場合も同様である。

【0025】図10はシフトダウンプログラムAのフローチャートである。シフトダウンプログラムAは変速機を連結状態で減速し、車速が低下した時に加速する場合で、絞り弁開度が大きい(吸入負圧の低下が大きい)場合はキックダウンになるが、比較的ゆるやかな加速の場合のプログラムである。この時の運転モードはDレンジである。なお変速機がニュートラル状態の場合は図7の車速判定プログラムが実行される。図10において、Nが N_3 より小さい場合(ステップ601)は1速か2速であり、そのまま加速できるためスタートに戻る。 $N_3 < N < N_4$ の場合はステップ602から603~605を実行することにより2速運転になる。同様に $N_4 \leq N < N_5$ の場合は3速(ステップ609~611)、 $N_5 \leq$

$$I \times d\omega / dt = T_e - T$$

となり T_e と T の差がエンジンの角速度 ω の変化になって現れる。但し I はエンジンの慣性能率である。一方ク

$$T = \mu P$$

ここで μ は摩擦板の回転差による係数、 P は摩擦板の押付け力である。以上のことから図12(a)では、運転

$$T_e = \theta n_e$$

を算出する。このエンジン出力 T_e と多板クラッチの伝達トルク T を $T_e = T$ になるようにすれば、(1)式のエンジンの加速分 $(I \times d\omega / dt)$ を車軸に伝達し、エンジン回転数が低下(エンスト)することなく発進できる。次に $\mu = K \mu - (N_e - N)$ で(2)式の μ を計算し(ステップ702)、 $P = T_e / \mu$ で多板クラッチの操作力 P を計算する(ステップ703)。この結果より P を設定する(ステップ704)。ここでパーキングブレーキをOFFし(ステップ705)、 N の状態を判定する(ステップ706)。 N が負(後退)の場合はパーキングブレーキをONし(ステップ707)、 $N = K_1 N_e$ を判定する(ステップ708)。この場合は N_0 であるのでスタートに戻り、再度 P の設定を変更する。前進プログラムは図5に示したように絞り弁がOFFアイドル(絞り弁開の条件)でスタートするため、絞り弁開度 θ により P の設定は徐々に大きくなり $(I \times d\omega / dt) \times N$ が正になり発進できる。 $N = K_1 N_e$ となると1速スリープをONし $P = 0$ として1速運転となる(ステップ709、710)。

【0028】図12(b)は後進プログラムである。後退プログラムは基本的には前進プログラムと同じであるが、 N が負の状態ではパーキングブレーキを開放する(ステップ716)点が異なっている。また $N = K_1 N_e$ 成立(ステップ718)後 P を最大値に設定する(ステップ719)。

【0029】なお、図1の出力軸回転センサ52の出力

$N < N_6$ の場合は4速(ステップ606~608)となる。 N_6 以上では5速の状態を続ける。

【0026】図11は車速 N とエンジン回転数 N_e の関係の一例を示す図である。4速の場合を例に説明すると、E運転では $N = N_6$ で3速より4速に変速され、 $N = k_1 N_e$ の関係で変化する。ここで $N_e = N_{e1}$ となると4速より5速に変更される。S運転では $N_e = N_{e2}$ で5速に変速される。4速状態で N が N_5 以上の場合はシフトダウンせずに加速する。 $N_4 < N \leq N_5$ の間では3速にシフトダウンする。 N が N_4 以下で絞り弁がアイドル位置になるとニュートラルになる。キックダウン時は $N_e = N_{e3}$ まで4速状態が続き5速に変更される。

【0027】図12(a)に前進プログラム、(b)に後退プログラムを示す。本発明は多板クラッチのトルク伝達力の制御で発進、変速時の車速及びエンジン回転数制御を行うことが特徴である。一般にエンジン出力 T_e と伝達トルク T の関係は

$$\dots (1)$$

クラッチの伝達トルクは

$$\dots (2)$$

者が絞り弁を開き、その開度を θ とすると、ある定数 n_e に対してステップ701で

$$\dots (3)$$

特性は図13に示されており、この出力軸回転センサ52は直流発電機であって、このため回転方向によりその出力 V_N の極性が変化し回転方向が識別できるものとする。また図14は多板クラッチアクチュエータ13の構成図である。電磁ソレノイド13bに入力するとシリンダ13aの圧力が上昇し、摩擦板23が押し付けられ伝達力が増す。電磁ソレノイド13cに入力するとシリンダ13aの油圧が低下して伝達力が低下する。油圧検出器48を制御回路8にフィードバックして制御性の向上を計っている。ばね47によりピストンに戻る。

【0030】

【発明の効果】以上の実施例から明らかなように、本発明によれば、変速時の回転同期のためにエンジン出力を減少することなく歯車変速機の変速が可能となるため、変速時の車速の変動が小さくなり、また本発明では5速運転と変速時のみクラッチを介してトルクを伝達するため、クラッチの使用時間が短くなり耐久性が向上するという効果がある。さらにエンジン出力をダンパ(多板クラッチ)を介して変速機に伝達するため、変速機の耐久性の向上がはかれる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例の全体構成を示す図。

【図2】発進時の機構部動作説明図。

【図3】変速時の機構部動作説明図。

【図4】後退時の機構部動作説明図。

【図5】本発明の実施例の制御方法を示すフローチャー

トの全体図。

【図 6】 変速判定プログラムのフローチャート。

【図 7】 車速判定プログラムのフローチャート。

【図 8】 シフトアッププログラムのフローチャート。

【図 9】 シフトダウンプログラム B のフローチャート。

【図 10】 シフトダウンプログラム A のフローチャート。

【図 11】 車速とエンジン回転数の関係の説明図。

【図 12】 前進プログラム及び後退プログラムのフローチャート。

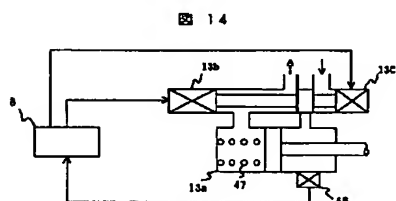
【図 13】 出力軸回転数センサの特性図。

【図 14】 多板クラッチアクチュエータの系統図。

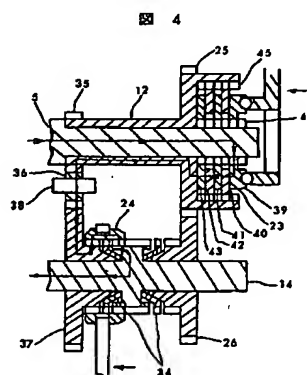
【符号の説明】

1…エンジン、2…絞り弁、5…入力軸、6…絞り弁開度検出センサ、7…エンジン回転数センサ、8…制御回路、12…多板クラッチ、13…多板クラッチアクチュエータ、14…出力軸、15…F-R切替アクチュエータ、16…変速アクチュエータ、17…変速アクチュエータ、21…パーキングブレーキアクチュエータ、22…ブレーキディスク、52…出力回転数センサ。

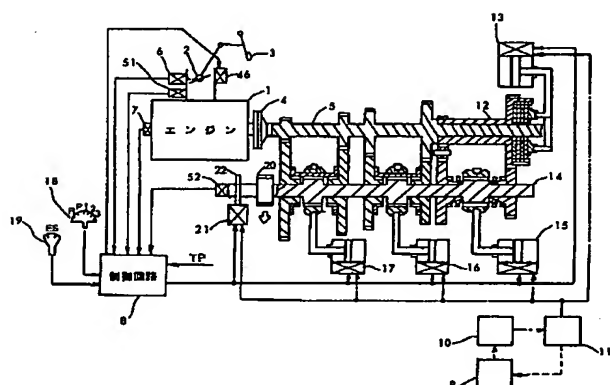
【図 14】



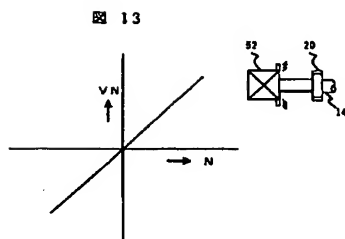
【図 4】



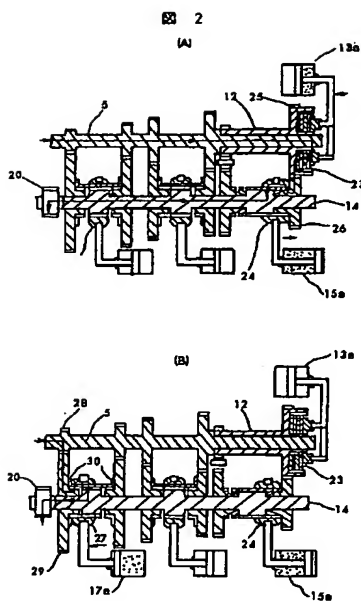
【図 1】



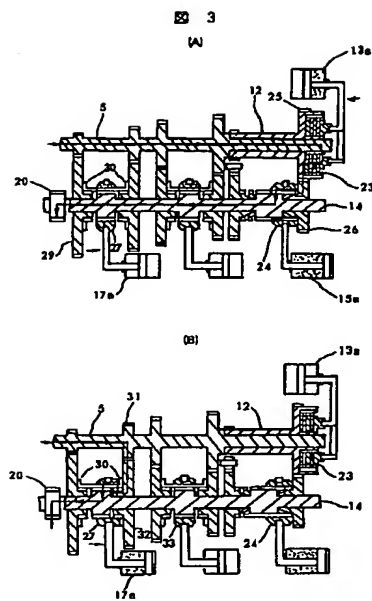
【図 13】



【図 2】

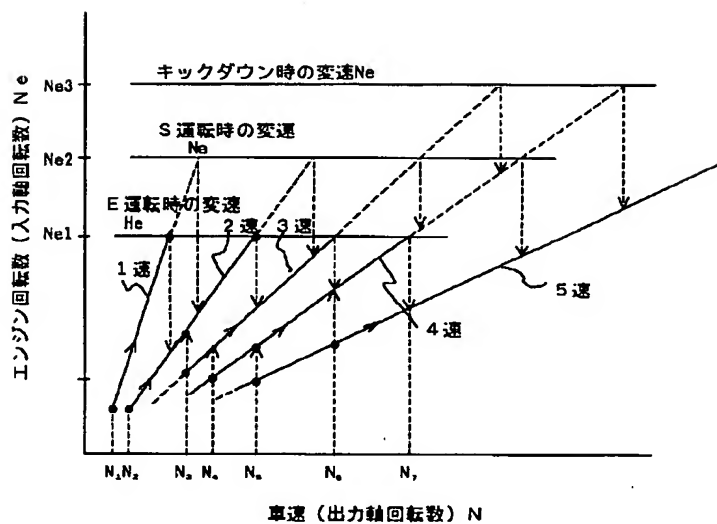


【図 3】



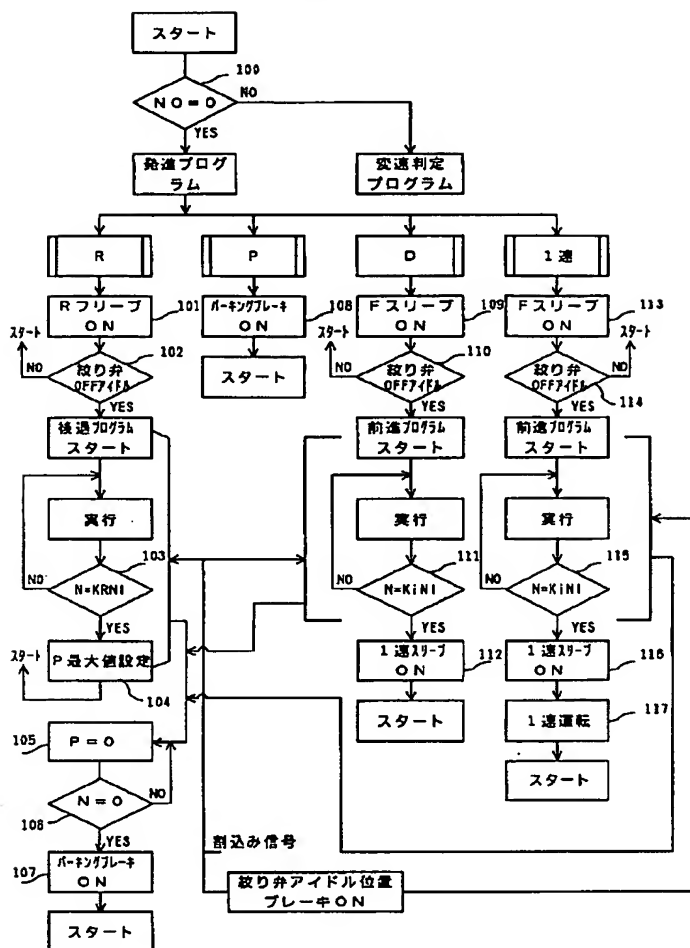
【図 1 1】

図 1 1



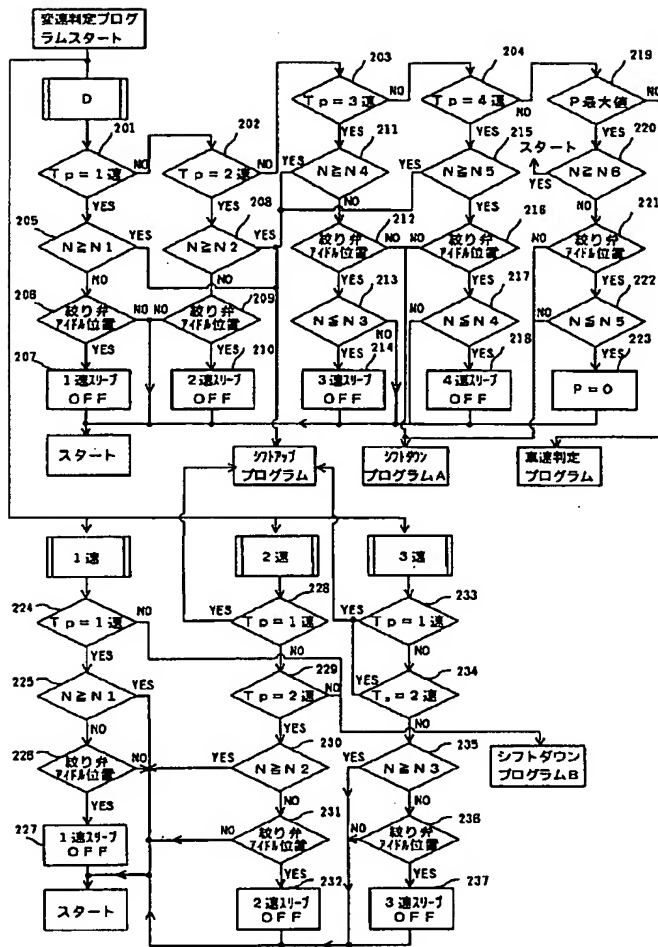
【図 5】

図 5



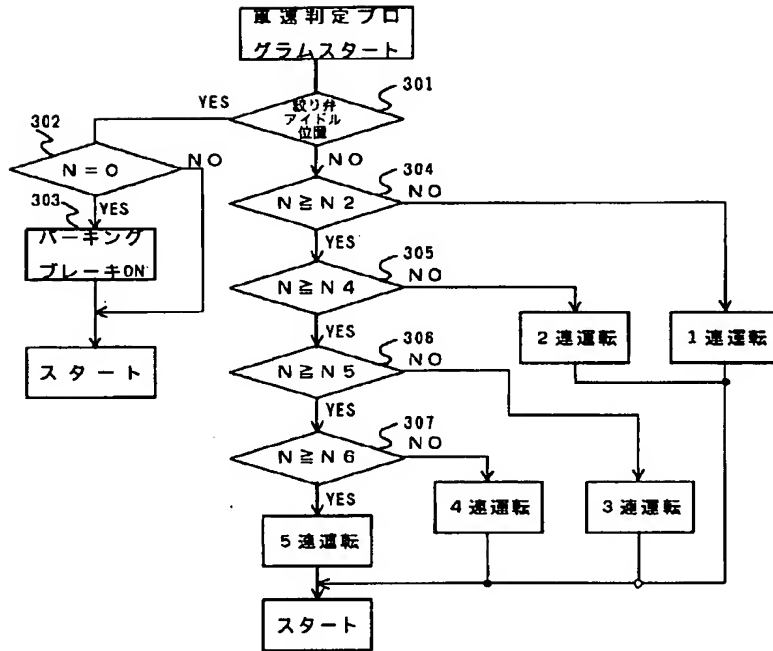
【図6】

図 6



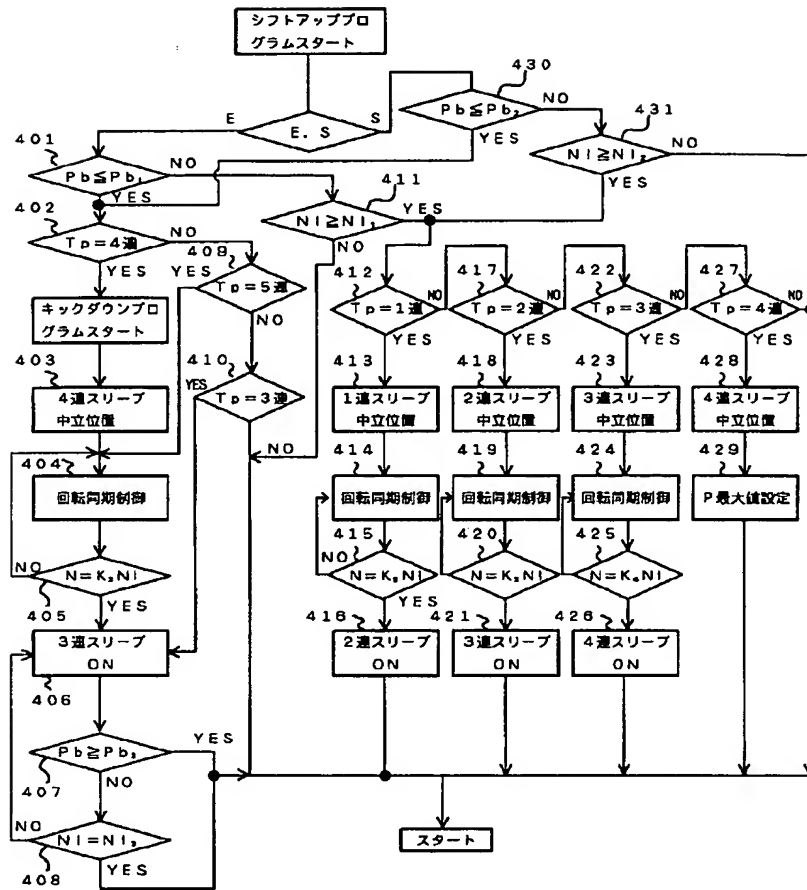
【図 7】

図 7



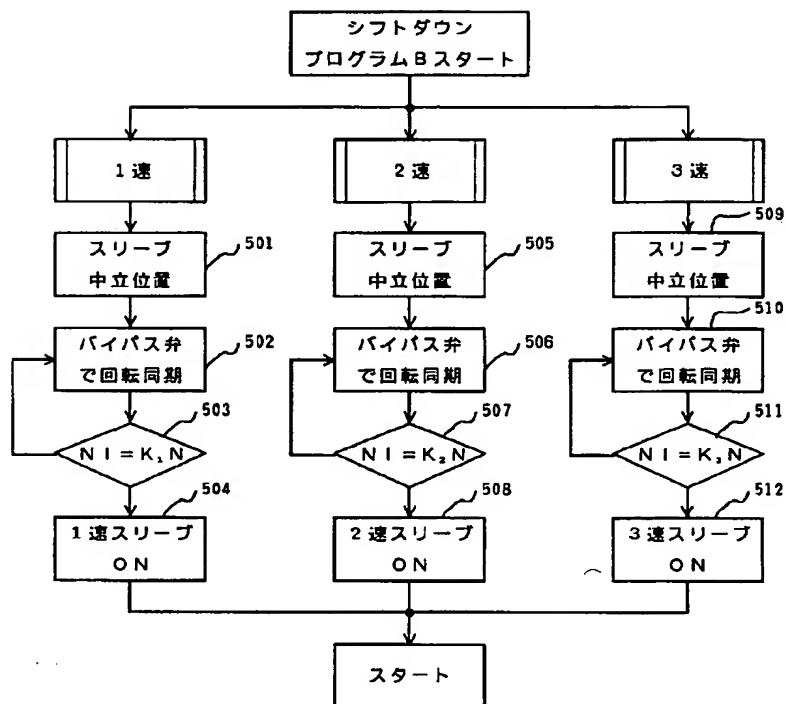
【図8】

図 8



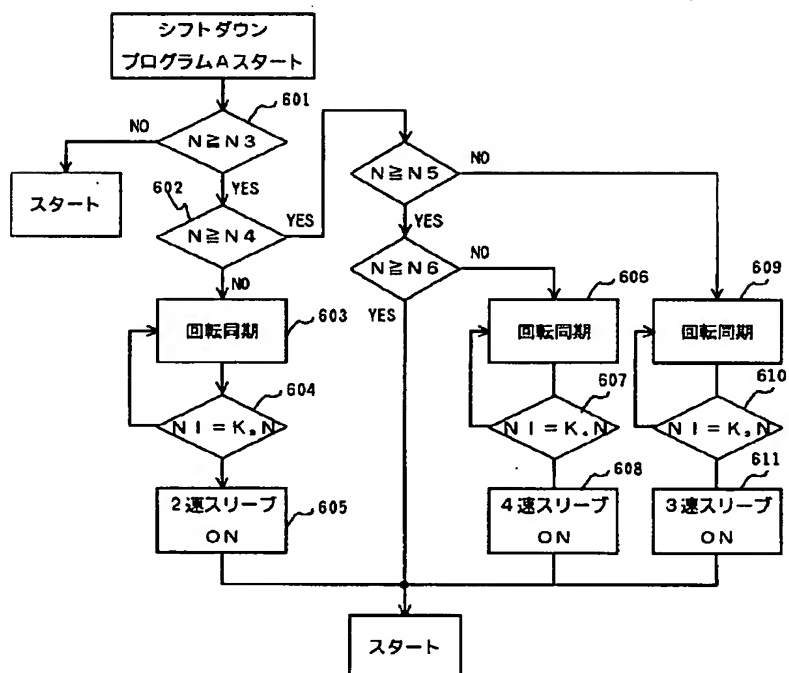
【図 9】

図 9



【図 10】

図 10



【図 12】

図 12

